

一种航天伺服作动器载荷试验台的结构设计

陈思露¹,徐克²,张庆¹

(1. 南京理工大学 机械工程学院,江苏 南京 210094;

2. 南京晨光集团有限公司 215 所,江苏 南京 210006)

摘 要: 为了对航天伺服作动器的效率、寿命和承载能力进行检测,根据航天伺服作动器的传动特性、机械特征和指标要求确定试验台方案,设计试验台机械结构和关键零部件。增设滚珠弹簧夹块结构补偿安装和运行过程中连接件可能产生的变形,使用直线导轨实现对多尺寸作动器的通用检测,对丝杠与丝杠轴承进行寿命适配选型以方便后续检修和维护。使用 ANSYS Workbench 对关键零部件进行校核,根据刚度要求和精度要求调整、优化试验台的机械结构,通过计算及仿真验证了试验台设计的可行性。

关键词: 航天伺服作动器;试验台;结构设计

中图分类号: TH122 **文献标志码:** B **文章编号:** 1671-5276(2022)05-0098-05

Structure Design of Load Test Bench for Aerospace Servo Actuator

CHEN Silu¹, XU Ke², ZHANG Qing¹

(1. School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China;

2. 215 Institute, Nanjing Chengguang Group, Nanjing 210006, China)

Abstract: To test the efficiency, life span and carrying capacity of aerospace servo actuator, the test bench plan is determined and the mechanical structure and key components of the test bench are designed according to the transmission characteristics, mechanic features and index requirements of the aerospace servo. The ball spring clamp structure is added to compensate the possible deflection and deformation of the connecting parts during installation and operation. The linear guide rail is used to realize the universal detection of multi-size actuators. The life-span adaptation and selection of the lead screw and lead screw bearing are carried out. ANSYS Workbench is applied to check the key components, adjust and optimize the mechanical structure of the test bench in line with the requirements of rigidity and accuracy. The feasibility of the test bench structure is verified by calculation and simulation.

Keywords: aerospace servo actuator; test bench; structural design

0 引言

航天伺服作动器作为执行元件,参加传动与控制系统的工作,其他装置无法替代其在航空航天领域的作用^[1-4]。国内对精密作动器性能的评估和改进需要更为先进的测控技术及仪器作为基础^[5-7],对日后传动装置设计研究等具有重要的借鉴作用^[8-11]。

近些年来,国内许多高校和研究所对传动系统的固有特性、传动装置的运动特性、健康管理等均进行了研究,在多种类型试验台的研究工作上取得先进成果。

航天飞行器自身体积较小,承载质量有限,所以舵机中的传动装置的体积和质量都要小,在减小体积的同时还要保证其传动精度和效率。测量航天伺服作动器的传动效率和精度尤为困难,目前国内还未深入研究足以匹配其高速、大载荷特征的试验装置。

为此设计了航天伺服作动器载荷试验台以验证设计

指标的正确性,得出的数据可以为优化设计作出指导。通过建立统一标准作为参照,也能得到个别难以通过理论计算得到的参数值。

1 设计要求及试验原理

1.1 主要指标及设计要求

本文研究的航天伺服作动器驱动转速最高达到 20 000 r/min,最大载荷达到 50 kN,输入端转矩最高为 20 Nm,直线加载行程最高达 250 mm。图 1 为该航天伺服作动器三维模型。

现需要对其进行载荷试验,试验台的主要指标和设计要求如下:

- 1) 完成效率、寿命和承载能力试验;
- 2) 输入端电机最高转速 $\geq 20\ 000\ \text{r/min}$,转矩量程 $\geq 20\ \text{Nm}$,转速可调;

基金项目: 国家自然科学基金项目(51675279)

第一作者简介: 陈思露(1996—),女,江苏如皋人,硕士研究生,研究方向为新型传动技术及应用。

- 3) 输出端推力加载能力 ≥ 50 kN, 直线加载行程 ≥ 250 mm, 负载可调;
- 4) 测试精度达 $\pm 0.5\%$ FS;
- 5) 应具备传动装置温度和振动检测能力;
- 6) 实现多种尺寸作动器的通用检测。

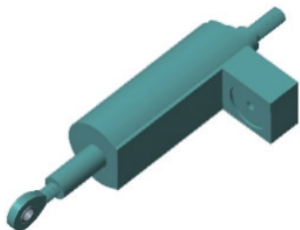


图1 航天伺服作动器三维模型

1.2 传动效率试验原理

航天伺服作动器传动效率即为其输出功率与输入功率之比,进行效率试验的关键就在于得到其输入功率和输出功率。作动器将旋转输入转化为直线输出,在输入端设置转矩转速传感器并与电机连接,在输出端设置力传感器和位移传感器并与加载器连接。由此得到航天伺服作动器传动效率 η 的计算公式如下:

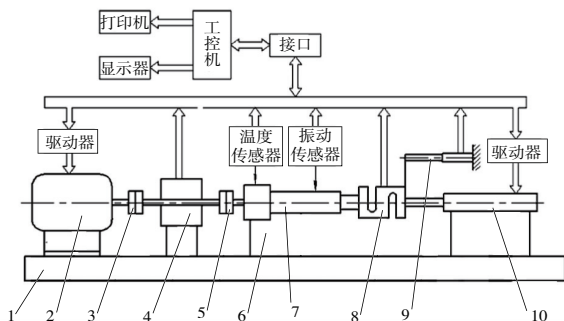
$$\eta = \frac{P_0}{P_1} = \frac{F_0 V_0}{M_1 \omega_1} = \frac{F_0 S \times 10^{-3}}{2 \pi i M_1} \quad (1)$$

式中: F_0 为推杆水平力; V_0 为推杆移动速度; M_1 为输入转矩; ω_1 为输入转速; i 为作动器减速箱的传动比; S 为作动器丝杠导程。

2 试验台结构设计

2.1 布置方案设计

图2为航天伺服作动器载荷试验装置示意图。在显示器上通过试验操控系统界面进行试验过程的控制、监测、数据记录、数据处理、打印试验结果。选用磁粉制动器作为加载器,使用滚珠丝杠将旋转加载转化为直线加载。



- 1—安装平台;2—驱动电机;3—联轴器;4—转矩转速传感器;
5—联轴器;6—装夹工装;7—作动器;8—力传感器;
9—位移传感器;10—加载器。

图2 航天伺服作动器载荷试验台布置图

在试验操控系统界面上设定试验参数,由工控机控制

驱动电机2的转速、转向;设定加载器10的水平力负载,可对作动器7进行不同工况下的载荷试验,或进行一定载荷工况下的寿命试验。试验过程中,通过输入端转矩转速传感器4、输出端力传感器8以及位移传感器9,获得作动器7的输入转矩、转速和输出水平力、推杆移动速度,可以确定传动装置的传动效率。

通过安装在作动器7上的温度传感器和振动传感器,监测试验过程中作动器7的温度和振动变化情况,作为评估作动器7工作情况的指标之一。

2.2 试验台部分硬件选型

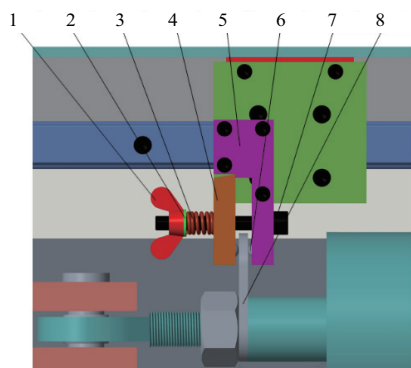
- 1) 电机:伺服电机,转速 18 500~25 000 r/min,额定功率 25 kW,峰值速度转矩 30 Nm。
- 2) 转矩转速传感器:T25型,量程 20 Nm,精度 $\pm 0.1\%$,允许转速 25 000 r/min。
- 3) 力传感器:NS-WL1F型,量程 5 t,精度为 $\pm 0.5\%$ FS。
- 4) 位移传感器:LIP型高精度光栅尺,量程 420 mm,精度 ± 0.3 μ m。
- 5) 滚珠丝杠:FF4010-5型,外径 39.5 mm,底径 34.3 mm,导程 10 mm,额定动载荷 70.0 kN,额定静载荷 190.7 kN。
- 6) 磁粉制动器:对于 FF4010-5 型丝杠,按照推力 50 kN 计算,得到需要阻力矩 $T_0 = 60.599$ Nm。选择 FZ100K 型磁粉制动器,额定转矩 100 Nm,许用滑差功率 2 500 W,冷却方式为液冷。

2.3 关键零部件设计

1) 滚珠弹簧夹块设计

采用光栅尺作为位移传感器,在安装与加载过程中,连接件可能产生变形,影响测量。故设计一滚珠弹簧夹块,以提高测量精度。

滚珠弹簧夹块结构如图3所示。



- 1—蝶形螺母;2—垫片;3—弹簧;4—活动夹块;
5—固定夹块;6—滚珠;7—螺栓;8—连接板。

图3 滚珠弹簧夹块结构

固定夹块通过螺栓与光栅尺部件固定,夹块与连接板之间安装滚珠。活动夹块与固定夹块接触部分加工成楔形,安装在固定夹块的槽中,二者之间通过螺栓连接。在活动夹块与蝶形螺母之间增设弹簧,将刚性连接转化为柔性连接,活动夹块可以围绕楔形坡与固定夹块的支点转

动。滚珠的设计既给连接板角度偏移的空间又不会影响到光栅尺对位移的测量;弹簧的作用在于,当连接板出现变形之前,弹簧先一步发生变形,有效避免连接板发生变形。由于存在弹簧反力,当连接板恢复形状时,活动夹块能够及时复位。如此,连接板的弹性变形和轻微转动不会影响光栅尺。

图4为滚珠弹簧夹块尺寸示意图。此结构的设计关键在于弹簧。

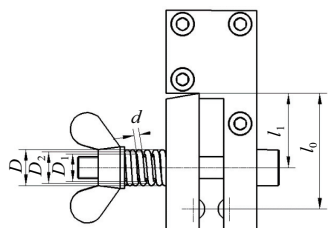


图4 滚珠弹簧夹块尺寸示意图

如图4所示,设钢珠到活动夹块支点的距离为 l_0 ,螺栓到支点的距离为 l_1 ,弹簧内径为 D_1 ,中径为 D_2 ,外径为 D ,弹簧钢丝直径为 d 。

取夹块滚珠施加在连接板上的力 $F_0=80\text{ N}$,则螺母受到的载荷 Q 为

$$Q = \frac{T_0}{l_1} = \frac{F_0 \cdot l_0}{l_1} \quad (2)$$

式中 T_0 为滚珠受到的力到活动夹块支点的转矩。

代入具体尺寸数据可得

$$Q = 124.444\text{ N} \approx 125\text{ N}$$

由此明确弹簧设计要求如下:弹簧最大工作载荷 $F_{\max}=Q \approx 125\text{ N}$,最大变形 $\lambda_{\max}=5\text{ mm}$,外径 D 限制在14 mm以下,弹簧套在M8螺栓上,两端回转。

假设弹簧丝直径 $d=2\text{ mm}$,初选弹簧指数 $C=5.5$,选用第2类II组碳素弹簧钢丝,查表得强度极限 $\sigma_B=1\ 765\text{ MPa}$ 。

$$\begin{cases} C = D_2/d \\ K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C} \\ [\tau] = 0.4\sigma_B \end{cases} \quad (3)$$

式中: C 为弹簧指数; K 为曲度系数; $[\tau]$ 为扭转许用应力。

则根据公式(3),代入数据可求得 $D_2=11\text{ mm}$, $K=1.28$, $[\tau]=706\text{ MPa}$ 。

弹簧钢丝直径 d 计算公式:

$$d \geq 1.6 \sqrt{\frac{KF_{\max}C}{[\tau]}} \quad (4)$$

代入数据求得 $d \geq 1.70\text{ mm}$

可见假设值满足要求,故 $d=2\text{ mm}$ 可用。

$$\begin{cases} k = \frac{F_{\max}}{\lambda_{\max}} \\ n = \frac{Gd}{8C^3k} \end{cases} \quad (5)$$

式中: k 为弹簧刚度; n 为弹簧工作圈数; G 为弹簧切变模量。

查表得 $G=81\ 400 \sim 78\ 500\text{ MPa}$,则可求得工作圈数。

最终弹簧具体设计参数如表1所示。

表1 弹簧设计参数

内径/mm	中径/mm	外径/mm	总圈数	自由间隙/mm	节距/mm
9	11	13	6	1.5	3.5

2) 直线导轨设计

为了实现多种尺寸的作动器通用检测,在输入端设置直线导轨。待检测航天伺服作动器输入输出轴平行且同侧分布,其中心距最小为48 mm,最大为87.5 mm。

直线导轨组件结构如图5所示。

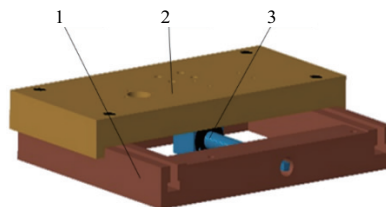


图5 直线导轨组件结构

试验台输入端组件安装在滑板2上,可以沿导轨1滑动,使用丝杠螺母3调整滑板2位置。

3 部分零部件校核

3.1 丝杠及丝杠轴承寿命计算

1) 丝杠寿命计算

丝杠受到的最大载荷为50 kN,实际稳定运行时载荷为35 kN左右,则当量载荷 $F_m=35\text{ kN}$ 。

按丝杠额定动载荷 C_{am} 计算预期运行距离 L_s :

$$C_{\text{am}} = \sqrt[3]{\frac{L_s}{P_h} \cdot \frac{F_m f_w}{f_a f_c}} \quad (6)$$

式中: P_h 为导程; f_a 为精度系数; f_c 为可靠性系数; f_w 为负荷性质系数。

已知丝杠精度等级为3,故精度系数 $f_a=1.0$ 。

查表得可靠性系数 $f_c=1.0$ 。

丝杠平稳运行,故负荷性质系数 $f_w=1.0 \sim 1.2$,代入式(6)则可得到预期运行距离

$$L_s = \left(\frac{70}{35 \times 1.0} \right)^3 \times 10 = 80\text{ (km)}$$

2) 丝杠轴承寿命计算

查表得轴承32307,额定动载荷 $C=99\text{ kN}$,判断系数 $e=0.31$, $A/R \leq e$ 时,径向载荷系数 $X=1$,轴向载荷系数 $Y=0$; $A/R > e$ 时,径向载荷系数 $X=0.4$,轴向载荷系数 $Y=1.9$ 。

派生轴向力 S 计算公式:

$$S = R/2Y \quad (7)$$

式中 R 为径向载荷。

实际工作中轴承主要受轴向力,所受径向力很小,取径向载荷 $R=100\text{ N}$,代入式(7),则派生轴向力为

$$S_1 = \frac{100}{2 \times 1.9} = 26.32\text{ (N)}$$

$$S_2 = \frac{100}{2 \times 1.9} = 26.32 \text{ (N)}$$

轴承实际轴向载荷 A :

$$A = S + F_a \quad (8)$$

式中: F_a 为轴向载荷, $F_a = F_m = 35 \text{ kN}$

在式(8)中代入数据可得

$$A = 35\ 000 + 26.32 = 35\ 026.32 \text{ (N)}$$

$\frac{A}{R} > e$, 则 $X = 0.4, Y = 1.9$, 查表取载荷系数 $f_p = 1.0$ 。

当量动载荷 P_m 计算公式为

$$P_m = f_p (XR + YA) \quad (9)$$

则轴承受到的当量动载荷为

$$P_m = 1.0 \times (0.4 \times 100 + 1.9 \times 35\ 026.32) = 66.59 \text{ (kN)}$$

按时间(h)计算轴承寿命 L_h 公式为

$$L_h = \frac{10^6}{60 n_m} \left(\frac{f_t C}{P_m} \right)^\varepsilon \quad (10)$$

式中: f_t 为温度系数; ε 为寿命指数。

此处取 $f_t = 1, \varepsilon = 10/3$ 。

换算为位移(km)寿命 L_h 的公式为

$$L = L_h \times 60 \times n_m \times 10^{-5} = \left(\frac{f_t C}{P_m} \right)^\varepsilon \times 10 \quad (11)$$

代入数据可得

$$L = 10 \times \left(\frac{99}{66.59} \right)^{\frac{10}{3}} = 37.5$$

对比丝杠和丝杠轴承的寿命, 可以看到丝杠寿命接近轴承寿命的两倍, 便于后续的检修维护。

3.2 弹簧校核

根据公式(5)求得滚珠弹簧夹块中的弹簧实际刚度 $k = 24.03 \text{ N/mm}$ 。

弹簧的一些其他参数的计算公式如下:

$$\begin{cases} H_0 = np + 2d \\ H_3 = (n_1 + 1)d \\ \alpha = \arctan \frac{p}{\pi D_2} \\ L = \frac{\pi D_2 n_1}{\cos \alpha} \end{cases} \quad (12)$$

式中: H_0 为自由高度; H_3 为工作高度; n_1 为弹簧总圈数; α 为螺旋升角; p 为节距; L 为弹簧丝长度。

由此可以求得弹簧变形量、实际长细比和弹簧反力:

$$\begin{cases} \lambda_3 = H_0 - H_3 \\ \lambda'_3 = n\delta \\ b = H_0/D_2 \\ F_t = k\lambda_3 \end{cases} \quad (13)$$

式中: λ_3 为弹簧并紧时变形量; λ'_3 为极限载荷下弹簧的变形量; δ 为自由间隙长度; b 为实际长细比; F_t 为弹簧将要并紧时的反力。

求得 $\lambda'_3 \leq \lambda_3$ 。

最大工作载荷时与极限载荷下弹簧变形量比值为

$$\frac{\lambda_{\max}}{\lambda'_3} = 66.7\% < 80\%。$$

弹簧将要并紧时的反力 $F_t = 180.225 \text{ N} \geq F_{\max}$, 故合格。

实际长细比 $b = 1.95 < 2.6$, 故不必验算其稳定性。

由此可验证弹簧可靠。

3.3 推杆校核

滚珠丝杠螺母与力传感器之间以推杆连接, 其材料为 45 钢, 主要承受轴向拉压力 $F_t = 50 \text{ kN}$ 的作用。推杆三维模型如图 6 所示, 使用 ANSYS Workbench 进行有限元分析。

推杆大端面固定, 约束圆柱面只能沿轴线方向移动, 在小端面加载压力, 有限元分析结果如图 6 所示。

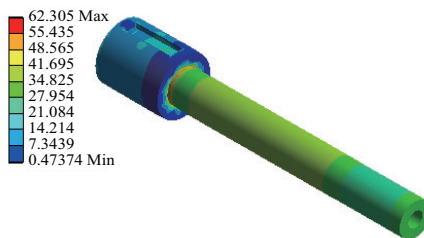


图 6 推杆等效应力云图

从图 6 可以看出, 推杆所承受的最大等效应力为 62.305 MPa。

推杆安全系数为 $S = \frac{290}{62.305} \approx 4.65$, 推杆强度满足使用要求。

3.4 台架校核

在受载情况下, 试验台台架会发生变形。载荷方向与光栅尺测量方向一致, 台架的变形会对光栅尺测量结果产生极大影响。台架在测量方向上的变形量, 须控制在误差允许范围之内。

根据设计指标要求, 综合考虑各传感器精度和环境因素可能导致的误差, 台架变形所造成的光栅尺与作动器之间的相对位移需要控制在试验行程的 0.1% 以下, 即 0.25 mm 以下。

使用 ANSYS Workbench 对台架变形情况进行有限元分析, 为了方便计算, 将模型进行简化, 删除不必要的零件和孔。设置台架材料为 45 钢, 各零件之间设置绑定接触。将底板底面固定, 在作动器安装孔的阶梯面上施加 50 kN 压力, 求解受力方向上台架的变形量。

有限元分析结果如图 7 所示。

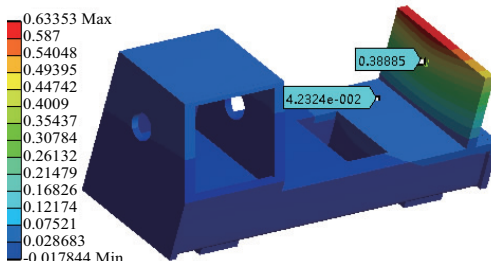


图 7 台架变形云图

图7中可以看出,在受力方向上,用于安装作动器的侧板产生较大变形,最大变形量达0.633 53 mm,且作动器与光栅尺安装位置在测量方向上的相对位移接近0.346 526 mm,不能满足精度要求。

由图7可以观察到台架变形云图分布规律,侧板相对台架主体变形较大,其本身的变形在横向上差异较小。为了提高光栅尺的测量精度,将光栅尺也安装在侧板上。当侧板发生变形时,作动器和光栅尺都随之移动,一定程度上抵消因侧板变形导致的测量误差。同时为了减小侧板变形,增加两根肋板以增强其刚度和强度。

改进后有限元分析结果如图8所示。

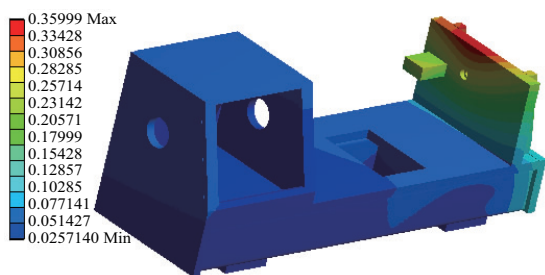


图8 改进后台架变形云图

从图8中可以看出,侧板的最大变形位移降低至0.359 99 mm,变形云图的分布规律与图7基本一致。

在侧板上设定光栅尺安装位置的外缘网格节点为起始点,作动器安装孔边缘网格节点为终点,创建 path 路径,提取该路径上的分析结果如图9所示。



图9 光栅尺安装位置-作动器安装孔路径侧板变形云图

从图9中可以看出,在横向上,侧板的变形由作动器安装孔向外递减,起始点与终点之间的相对位移为0.042 3 mm。

可见改进后的结构满足指标要求。

试验台整体三维模型如图10所示。

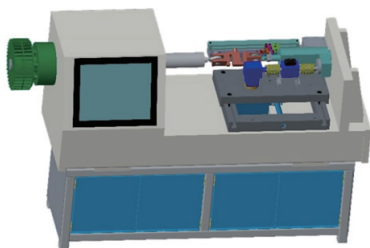


图10 试验台整体三维模型

4 结语

对航天伺服作动器载荷试验装置进行结构设计,并进行强度校核。

增设滚珠弹簧夹块结构补偿在装配和运行过程中因为弹性变形和旋转造成的误差;改进了试验台台架结构以提高测量精度;使用直线导轨提高试验装置的通用性;为了后续检修维护的方便,选型时考虑丝杠和丝杠轴承寿命适配性。

计算及有限元结果表明,试验台的各关键零部件满足使用要求。

接下来的研究主要从以下几个方面开展:

1) 进一步改善机械结构,提高测量精度和通用性的同时尽量降低成本;

2) 考虑滚珠丝杠作为加载机构的不稳定性,设计更稳定的行星滚柱丝杠加载机构,并建立动力学模型进行分析;

3) 针对使用需求,搭建数据采集系统和控制系统并开发人机交互软件,实现转速谱和载荷谱的设定,进行数据采集和数据分析,形成试验报告。

参考文献:

- [1] 路遥环. 精密减速器高精度综合性能检测实验台设计[D]. 天津:天津大学,2018.
- [2] 王旺平,刘超,侯传亮. 微型汽车传动系统效率试验台的研制[J]. 汽车工程师,2014(1):55-57.
- [3] 李国平,武文颖,郭卫,等. 基于WDP加载的刮板输送机减速器试验台研究[J]. 煤矿机械,2015,36(3):53-55.
- [4] 沈伟彬. 双输入航天伺服减速器试验台的设计及研究[D]. 南京:南京理工大学,2016.
- [5] 李宏基. 机器人用RV减速器传动性能测试系统的设计与开发[D]. 大连:大连交通大学,2018.
- [6] 章国红. 基于LabVIEW的减速器综合性能测试系统研究与应用[D]. 兰州:兰州理工大学,2020.
- [7] 邱云鹏,高俊. 传动系统试验台测控系统设计与实现[J]. 自动化应用,2017(7):7-9,36.
- [8] LIU X Z, YANG Y H, ZHANG J. Effects of tooth-crack-induced mesh stiffness on fault signals of a planetary gear train[J]. Procedia Computer Science, 2017, 109:785-792.
- [9] SHI Z G, LIU G J. Torque estimation of robot joint with harmonic drive transmission using a redundant adaptive robust extended Kalman filter[C]//2014 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA). Hong Kong, China: IEEE, 2014:6382-6387.
- [10] ZHANG H W, AHMAD S, LIU G J. Torque estimation for robotic joint with harmonic drive transmission based on position measurements[J]. IEEE Transactions on Robotics, 2015, 31(2):322-330.
- [11] SHI Z G, LI Y K, LIU G J. Adaptive torque estimation of robot joint with harmonic drive transmission[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 96:1-15.

收稿日期:2021-07-14